

(51) Int.Cl.⁷

F 0 1 D 5/30

識別記号

F I

F 0 1 D 5/30

テマコード^{*}(参考)

3 G 0 0 2

審査請求 未請求 請求項の数7 O L 外国語出願 (全 21 頁)

(21) 出願番号 特願2002-271239(P2002-271239)

(22) 出願日 平成14年9月18日(2002.9.18)

(31) 優先権主張番号 MI 2 0 0 1 A 0 0 1 9 7 0

(32) 優先日 平成13年9月21日(2001.9.21)

(33) 優先権主張国 イタリア (I T)

(71) 出願人 500445479

ヌオーヴォ ビニオーネ ホールディング

ソシエタ ベル アチオニ

Nuovo Pignone Holding S. p. A.

イタリア国 50127 フィレンツェ ヴィ

ア フェリーチェ マッテウッチ 2

(72) 発明者 マッシモ・ピンツァウディ

イタリア、イー-50134・フィレンツェ、

ヴィーア・ガスベロ・バーベラ、32番

(74) 代理人 100093908

弁理士 松本 研一 (外2名)

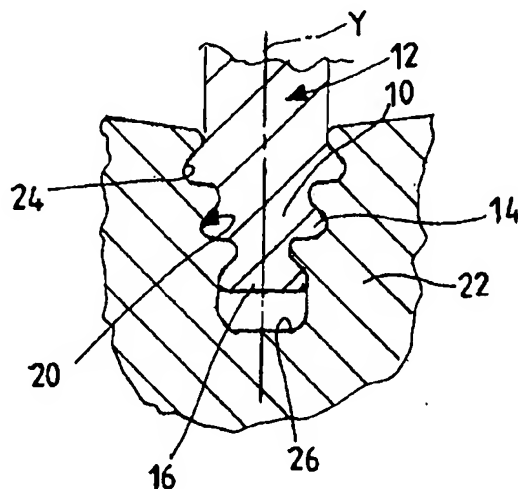
最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 ガスタービンのブレードのロータディスクへの改良型継手

(57) 【要約】

【課題】 ガスタービンのブレード(12)のロータディスク(22)への改良型継手。

【解決手段】 該継手は、各ブレード(12)の根元(10)が、該ブレードに対して相補形であるディスク(22)の座(20)内に挿入され、根元(10)が逆二等辺三角形の形状であり、底部で収束する2つの側面の各々が一連の歯状突起(14)を形成するように溝のついた輪郭を有し、根元(10)の下端部(16)が該根元(10)の2つの側面の2つの下部歯状突起(14)の結合した接続部により形成され、根元(10)の歯状突起(14)が座(20)の溝(24)に一致しており、また根元(10)の下端部(16)が座(20)の内端溝(26)と一致している形式である。一連の溝(24)は、座(20)の軸線に対して、 17° から 23° の間の角度 β_1 だけ傾斜する線に沿って延びており、また、溝(24)は、座(20)の軸線に対して角度 α_1 及び α_2 の傾斜をもつ平坦な面を有しており、ここで、 α_1 は 42° から 48° の間にあり、一方、 α_2 は 94° から 100° の間にある。



【特許請求の範囲】

【請求項1】 各ブレード(12)の根元すなわち基部(10)が、該ブレードに対して相補形であるディスク(22)の座すなわち端スロット(20)内に挿入され、前記根元(10)が逆二等辺三角形の形状であり、底部で収束する2つの側面の各々が一連の歯状突起(14)を形成するように溝のついた輪郭を有し、前記根元(10)の下端部(16)が該根元(10)の2つの側面の前記2つの下部歯状突起(14)の結合した接続部により形成され、前記根元(10)の歯状突起(14)が前記座(20)の側面に設けられた溝(24)に一致しており、また前記根元(10)の下端部(16)は前記座(20)の底部に設けられた内端溝(26)と一致している形式の、ガスタービンのブレード(12)のロータディスク(22)への改良型継手であって、前記一連の溝(24)は、前記座(20)の軸線(Y)に対して、極値を含む 17° から 23° の間の角度 β_1 だけ傾斜する線(X)に沿って延びており、また、前記溝(24)は、前記座(20)の軸線(Y)に対して角度 α_1 及び α_2 の傾斜をもつ平坦な面を有しており、ここで、 α_1 は前記ロータディスク(22)の外部に向いた前記面の角度で、極値を含む 42° から 48° の間にあり、一方、 α_2 は極値を含む 94° から 100° の間にあることを特徴とする継手。

【請求項2】 前記溝(24)は半径 R_4 の円弧により底部で接続され、前記溝(24)の間は同じく半径 R_4 を有する円弧により接続され、前記上部溝(24)の角度 α_1 を有する面は、半径 R_3 の円弧により前記ロータディスク(22)の外部に向かって接続され、前記内端溝(26)は、前記座(20)の軸線に対して第2の角度 α_1 で配置された2つの対称形の上部面を有する逆オメガの形状になっており、対になって互に対称形である4つの円弧、具体的には、最初は半径 R_1 の円弧、続いて半径 R_2 の円弧により互いに接続されており、ここで、前記半径 R_1 、 R_2 及び R_3 は、前記半径 R_4 に対する下記の比率、

$$1. \quad 8 \leq R_3/R_4 \leq 2.2$$

$$1. \quad 8 \leq R_1/R_4 \leq 2.2$$

$$5. \quad 5 \leq R_2/R_4 \leq 6.0$$

を有することを特徴とする、請求項1に記載の継手。

【請求項3】 前記半径 R_1 の円弧による接続部は、前記内端溝(26)の底部に対する高さ H_1 及び前記座(20)の軸線に対する距離 D_1 により定まる点を中心として用いて形成され、また、前記半径 R_2 の円弧による接続部は、前記内端溝(26)の底部に対する高さ H_2 及び前記座(20)の軸線に対する距離 D_2 により定まる点を中心として用いて形成され、従って前記中心は前記座(20)の深さの全体寸法を基にして定められることを特徴とする、請求項1に記載の継手。

【請求項4】 前記角度 α_1 から前記角度 α_2 を差し引い

たものに等しい、溝についての角度 α_g は、極値を含む 46° から 58° の間にあることを特徴とする、請求項1に記載の継手。

【請求項5】 前記座(20)は、対になって対称形である8つの溝(24)と内端溝(26)とを有することを特徴とする、請求項1に記載の継手。

【請求項6】 前記座(20)は、対になって対称形である10個の溝(24)と内端溝(26)とを有することを特徴とする、請求項1に記載の継手。

【請求項7】 実質的に説明し図示したような又特定した目的のための、ガスタービンのブレードのロータディスクへの改良型継手。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】本発明は、ガスタービンのブレードのロータディスクへの改良型継手に関する。

【0002】

【発明の背景】公知のように、ガスタービンは、圧縮機及び1つ又はそれ以上の段を備えるタービンからなる機械であり、これらの構成部品は回転シャフトにより互いに接続されて、燃焼チャンバが圧縮機とタービンの間に設けられる。

【0003】高温及び高圧を有する燃焼チャンバからのガス出力は、対応する管を通してタービンの異なる段に到達し、該タービンの段が、ガスのエンタルピーをユーザが利用できる機械的エネルギーに変換する。

【0004】2段を備えるタービンにおいては、ガスは、極めて高い温度及び圧力状態でタービンの第1の段で処理されて、第1の膨張を行う。

【0005】次に、タービンの第2の段において前の段で用いられたものより低い温度及び圧力状態で第2の膨張を行う。

【0006】また、特定のガスタービンから最大性能を得るためには、できるだけ高いガス温度が必要であるということも知られている。

【0007】しかしながら、タービンが使用されている際に得ることが可能な最高温度値は、現在用いられている材料の耐性により制限される。

【0008】また、ガスタービンにおいては、ロータブレードは、ロータディスクと単一体を構成せず、その基部延長部によってディスクの円周上に設けられた適当な座の中に保持されることも知られている。

【0009】具体的には、現在用いられている座は、溝のついた輪郭を備える側面を有しており、その中に対応するブレードの基部すなわち根元の端部分が嵌め込まれる。

【0010】従って、現在の技術において特に重要な問題は、機械の全ての作動状態においてブレードのロータディスクへの最適な接続を保証する問題である。

【0011】要するに、損傷も他の同様な問題をも生じ

ることなく、ディスクはブレードにより生じる荷重に十分にかつ確実に耐えなければならないという事実を考慮に入れると、ブレードをロータディスクに接続する方法は、あらゆるタービンの設計において重要な側面を持つということに注目されたい。

【0012】事実、ロータブレードは、機械の作動中に、半径方向及びそれよりは少ない程度であるが軸方向の両方向の高い応力にさらされることが知られている。

【0013】半径方向の応力は、タービンの高い回転速度により発生し、一方、軸方向の応力は、ブレードの輪郭付けされた表面上のガスの流れにより生じる作用により発生する。

【0014】ガスの同じ流れは、応力の円周方向成分をブレードに伝え、この円周方向成分が、有用な動力を駆動シャフトに集めることを可能にする。

【0015】しかしながら、ブレードの接続方法は、可能な限り最小寸法を用いて、ロータディスク及びブレードにより構成される組立体を可能な限り最小寸法に縮小するように、正確に限られたスペースを占めるようにしなければならない。

【0016】更に、今日では、ガスタービンは、ますます高い性能レベルを備えるようになる傾向がある。

【0017】このことは、回転速度及び燃焼温度の両方を増大させなければならないということが必要とする。その結果、タービンの段においてブレードに対して膨張するガスの温度も上昇することになる。

【0018】実際には、このことが、タービンのブレードとロータディスクとの間の継手に掛かる応力の増大を引き起こし、ブレード及びロータディスクの適当な有効寿命を保証するのがますます困難になる。

【0019】現在最も広く用いられている継手は、一般的に「松の木」形として知られている継手である。

【0020】この継手は、その断面がひっくり返った松の木を思い出させる独特な形状を呈するように、ブレードの根元すなわち基部を形成することからなる。

【0021】この独特の構成においては、根元の側面は、丸みのある輪郭を持つ一連の歯状突起を形成するような溝のついた輪郭を有しており、他方、その下端部において、根元は、2つの側面の2つの下部歯状突起の接続部により形成される。

【0022】これらの根元は、座の側面の溝が根元の歯状突起に一致し、また座の底部における溝が根元の下端部に一致するようにロータディスクの円周上に設けられた、該根元に対して相補形の座又は結合スロットに接続される。

【0023】従来の実施形態においては、ブレードの根元のためのこれらの座は、ロータディスクの軸線にほぼ平行な方向に延びている。

【0024】一方、別の実施形態においては、根元のための座は、ディスク自体の軸線に対して傾斜した方向に

実質的に延びる。

【0025】この形式の継手は、特に応力が集中する領域を有しており、それら領域は、より具体的には、溝の底部、座の底部、及び各歯状突起の溝での基部であるとして判断することができ、これらが実際の継手の輪郭を構成する。

【0026】

【発明の概要】従って、本発明の主目的は、前述の不利な点を解消し、具体的には応力集中を減少させることを可能にする、従って、機械の回転速度を増大させるか、流体の温度を上昇させるか、又はこれら要因を適当に組み合わせることを可能にする、ガスタービンのブレードのロータディスクへの改良型継手を提供することである。

【0027】本発明の別の目的は、タービンの異なる段のブレードを必要に応じて容易に組み立てたり分解したりすることを可能にする、ガスタービンのブレードのロータディスクへの改良型継手を提供することである。

【0028】本発明の別の目的はまた、高い信頼性がある、ガスタービンのブレードのロータディスクへの改良型継手を提供することである。

【0029】本発明の更に別の目的は、現在用いられている継手で得ることができる有効寿命よりも更に長い構成部品の有効寿命を得ることである。

【0030】本発明の更に別の目的は、特に簡単でかつ機能的であり、しかも比較的低コストであり、また従来の加工によって製作することができる、ガスタービンのブレードのロータディスクへの改良型継手を提供することである。

【0031】本発明によるこれらの目的及び他の事項は、請求項1に記載したような、ガスタービンのブレードのロータディスクへの改良型継手を提供することにより達成される。

【0032】別の特徴は、後続の請求項に示される。

【0033】本発明によると、力が集中する領域における最大応力値を低下させることで、構成部品の寿命を著しく増大させるように定めることも可能になった。

【0034】本発明によるガスタービンのブレードのロータディスクへの改良型継手の特徴と利点は、添付の1組の概略図を参照して非限定的実施例によりなされる以下の記述から一層明らかになるであろう。

【0035】

【発明の実施の形態】図1は、公知技術による、ガスタービンのブレード12の根元すなわち基部とロータディスク22の座すなわち端スロット20との間の継手を示す。

【0036】ブレード12の根元すなわち基部10は、底部で収束する2つの側面を備えるほぼ逆二等辺三角形の特徴のある形状を有する。この形状は、根元10の軸線Yに対して対称形である。

【0037】この2つの側面すなわちフランクは、丸みのある輪郭を持つ一連の歯状突起14を形成するような溝のついた輪郭を有する。

【0038】図1に示す実施例では、3つの歯状突起14が根元10の各側面に対して設けられる。

【0039】根元10の下端部16が、根元10自体の2つの側面の2つの下部歯状突起14の接続部により形成される。

【0040】これらの根元10は、座20の側面の溝24が根元10の歯状突起14に一致し、また座20の底部における内端溝26が根元10の下端部16に一致するように、ロータディスク22の円周上に設けられた、該根元に対して相補形の座又は結合スロット20に接続される。

【0041】図2(A)及び図2(B)は、本発明による継手のそれぞれ根元10及び該根元10に相補形の座20の部分的輪郭を示す。

【0042】図示した実施例においては、根元10は各側面について4つの歯状突起14を有する。

【0043】根元10の側面の下端部にある別の歯状突起14は、他の側面にある同様の歯状突起14に接続部により接続され、根元10の下端部16を形成する。

【0044】それに対応して、座20は各側面において4つの溝24を有する。

【0045】座20の側面の下端部にある別の溝24は、他の側面にある同様の溝24に接続部により接続され、座20の内端溝26を形成する。

【0046】図2(B)は、座20の輪郭を特徴づけ、結果的には座20自体に対して相補形である根元10の輪郭もまた特徴づけることになる幾何学的変数を示す。

【0047】一連の溝24は、座20の軸線Yに対して角度 β_1 だけ傾斜した線Xに沿って延びる。

【0048】結果として、座20の側面もまたこの傾斜に従って延びる。

【0049】4つの溝24は、座20の軸線Yに対して角度 α_1 及び角度 α_2 の傾斜を持つ平坦な面を有しており、ここで、 α_1 はロータディスク22の外部に向いた面の角度である。

【0050】従って、溝24の2つの面は、 α_1 から α_2 を差し引いたものに等しい溝角度 α_g を形成する。

【0051】溝24は、半径 R_4 の円弧により底部で接続される。

【0052】更に、4つの溝24の間及び下部溝24と内端溝26との間には、半径 R_4 の円弧による4つの接続部がある。

【0053】上部溝24の角度 α_1 を持つ面は、半径 R_3 の円弧によりロータディスク22の外部に向かって接続される。

【0054】内端溝26は、座20の軸線Yに対して角度 α_1 で配置された2つの対称形の上部面を有する逆オ

メガの形状になっている。

【0055】これらの面は、対になって互いに対称形である4つの円周の4つの弧により互いに接続される。

【0056】より具体的には、それらの上部面は、最初に、半径 R_1 と、内端溝26の底部に対する高さ H_1 及び座20の軸線Yに対する距離 D_1 により定まる中心を持つ円弧により接続される。

【0057】この円弧に続いて、半径 R_2 と、内端溝26の底部に対する高さ H_2 及び座20の軸線Yに対する距離 D_2 により定まる中心を持つ円弧が配置される。

【0058】相補的關係で、図2(A)に見られるように、根元10の歯状突起14もまた、根元10の軸線Yに対して同じ角度 α_1 及び α_2 の傾斜を持つ平坦な面を有しており、ここで、 α_1 はブレード12の方に向いた面の角度である。

【0059】従って、歯状突起14の2つの面は、 α_1 から α_2 を差し引いたものに等しく、従って溝角度 α_g に等しい噛み合い角度 α_d を形成する。

【0060】歯状突起14は、半径 R_4 の円弧により接続される。

【0061】更に、4つの歯状突起14の間及び下部歯状突起14と根元の下端部16との間には、半径 R_4 の円弧による4つの接続部が存在する。

【0062】上部歯状突起14の角度 α_1 を持つ面は、半径 R_3 の円弧によりブレード12に接続される。

【0063】下端部16は、根元10の軸線Yに対して第2の角度 α_1 で配置された2つの対称形の上部面を有する逆オメガの形状になっている。

【0064】これらの面は、対になって互いに対称形である4つの円周の4つの弧により互いに接続される。

【0065】より具体的には、それらの上部面は、最初に、半径 R_1 と、根元10の下端部16に対する高さ H_1 及び根元10自体の軸線Yに対する距離 D_1 により定まる中心を持つ円弧により接続される。

【0066】この円弧に続いて、半径 R_2 と、根元10の下端部16に対する高さ H_2 及び根元10自体の軸線Yに対する距離 D_2 により定まる中心を持つ円弧が配置される。

【0067】要約すると、根元10の2つの側面の8つの歯状突起14及び根元10自体の下端部16は、座20の2つの側面の8つの溝24及び座20自体の内端溝26内にそれぞれ挿入される。

【0068】更に、根元10及び座20の2つの半径 R_3 の接続部もまた、根元10を軸方向に沿って対応する座20に滑り込ませることにより行なわれる、根元の座20への挿入と同時に互いに嵌合させられる。

【0069】応力の分析を本発明に適用することによって、本発明は、応力の集中を低下させ、ブレード12の根元10とロータディスク22の座20との間の接触の輪郭について好適な幾何学的形状を示すことを可能にし

た。

【0070】半径 R_1 、 R_2 、 R_3 及び R_4 と、高さ H_1 及び H_2 と、距離 D_1 及び D_2 と、角度 α_1 、 α_2 及び β_1 との間の比率が、基本的なものであると考えなければならない。

【0071】事実、これらの比率が、根元10の下端部16の構成だけでなく歯状突起14の構成をも決定し、これが本発明による改良型継手をもたらすことになる。

【0072】本発明によると、半径 R_4 を基準として、下記の比率が存在する場合に継手は最適化されていると判断された。

【0073】 R_3 と R_4 の間の比率は、極値を含む1.8から2.2の間にあり、 R_1 と R_4 の間の比率は、極値を含む1.8から2.2の間にあり、 R_2 と R_4 の間の比率は、極値を含む5.5から6の間にある。

【0074】同時に、角度については、下記の比率が存在しなければならない。

【0075】角度 α_1 は、極値を含む 42° から 48° の間にあり、角度 α_2 は、極値を含む 94° から 100° の間にあり、角度 β_1 は、極値を含む 17° から 23° の間にある。

【0076】これらの比率の場合には、噛み合い角度 α_g に等しい溝角度 α_g は、極値を含む 46° から 58° の間にある。

【0077】高さ H_1 及び H_2 と距離 D_1 及び D_2 とは、根元10の全体的な寸法の直接の結果として、すなわち実質的に根元10の高さを決定した後に決定される。

【0078】従って、本発明によると、図2(A)及び図2(B)に示す実施形態による4つの歯状突起14を備える根元10又は5つの歯状突起14を備える根元10を用いることによって最良の結果が得られるということが分かった。

【0079】以上の説明により、本発明によるガスタービンのロータディスクへのブレード用の改良型継手の特徴だけでなくその利点を明らかにしたが、それら利点には以下のことが含まれることに注目されたい。すなわち、

—構成部品の有効寿命が増大すること、

—機械の回転速度の増大、流体の温度の上昇、又はこの

2つの点を適当に組み合わせること、及び

—公知技術による継手の場合が既にそうであるように、輪郭はブローチ加工することによって常を得ることができるので、公知技術と比較して低コストであること、が含まれる。

【0080】終りに当たって、その全てが本発明の技術的範囲に含まれることになる多くの修正及び変更が、ガスタービンのロータディスクへのブレードのためにこのように設計された改良継手に対してなされ得るということは明らかである。更に、全ての細部は、技術的に均等の要素と置き換えることができる。

【0081】実施においては、何れもの材料、形態、及び寸法が、技術上の要求に従って使用されることができる。

【0082】従って、本発明の保護の範囲は、添付の特許請求の範囲によって定められる。

【0083】特許請求の範囲において記載する参照番号は、本発明の範囲を限定するためではなく、理解を容易にすることを意図するものである。

【図面の簡単な説明】

【図1】 公知技術による、ブレードの根元とロータディスクの「松の木」形の座又は端スロットとの間の継手を示す断面図である。

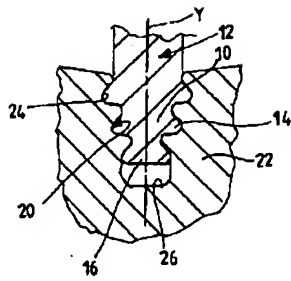
【図2】 (A)は、本発明の説明に従って製作されたブレードの根元の部分的な輪郭を示す断面図であり、

(B)は、(A)のブレードの根元が挿入されるロータディスクの座又は端スロットの部分的な輪郭を示す断面図である。

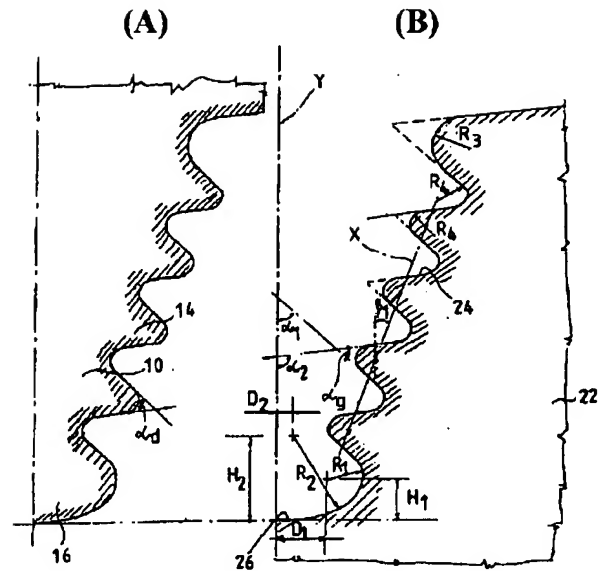
【符号の説明】

- 10 ブレードの根元
- 12 ブレード
- 14 歯状突起
- 16 根元の下端部
- 20 座
- 22 ロータディスク
- 24 溝
- 26 内端溝
- Y 根元の軸線

【図1】



【図2】



フロントページの続き

(72)発明者 ジャコモ・ジョ ヴァングロッシ
イタリア、イー-50143・フィレンツェ、
ヴィーア・ピサーナ、122 番

(72)発明者 アレッシオ・アニキーニ
イタリア、フィレンツェ、イー-50055・
ラストラ・ア・シグナ、ヴィーア・リヴォ
ルネーゼ、186番

Fターム(参考) 3G002 FA04 FB01

1. Title of Invention

IMPROVED CONNECTION OF BLADES ON A ROTOR DISC OF A GAS TURBINE

2. Claims

1. Improved connection of blades (12) on a rotor disc (22) of a gas turbine, of the type in which a root or foot (10) of each blade (12) is inserted in a seat or end slot (20) of the disc (22) which is complementary to the blade, wherein the said root (10) is in the shape of an overturned isosceles triangle, with the two sides which converge at the base each having a grooved profile such as to form a series of teeth (14) and with a lower end (16) of the root (10) which is formed by the joined connection of the two lower teeth (14) of the two sides of the root (10), the said teeth (14) of the root (10) corresponding to grooves (24) provided in the sides of the seat (20) and the said lower end (16) of the root (10) corresponding to an inner end groove (26) provided in the base of the seat (20), characterised in that the series of the said grooves (24) extends along a line (X) which is inclined relative to the axis (Y) of the seat (20) by an angle β_1 of between 17° and 23° , including extreme values, and in that the said grooves (24) have straight sides with inclinations relative to the axis (Y) of the seat (20) of angles α_1 and α_2 , wherein α_1 is the angle of the side which faces the exterior of the rotor disc (22) and is between 42° and 48° , including extreme values, whereas α_2 is between 94° and 100° , including extreme values.

2.Connection according to claim 1, characterised in that the said grooves (24) are connected on the base according to an arc of a circumference with a radius R_4 , connections being provided between the said grooves (24) according to an arc of a circumference which also has a radius R_4 , in that the side with the angle α_1 of the upper groove (24) is connected towards the exterior of the rotor disc (22) according to an arc of a circumference with a radius R_3 , and in that the inner end groove (26) is in the shape of an overturned omega, with the two symmetrical upper sides disposed according to second angles α_1 relative to the axis of the seat (20), and are connected to one another according to four arcs of a circumference which are symmetrical relative to one another, in pairs, and specifically according initially to arcs of a circumference with a radius R_1 and subsequently arcs of a circumference with a radius R_2 , wherein the radii R_1 , R_2 and R_3 have the following ratios to the radius R_4 :

$$1.8 \leq R_3/R_4 \leq 2.2;$$

$$1.8 \leq R_1/R_4 \leq 2.2;$$

$$5.5 \leq R_2/R_4 \leq 6.$$

3.Connection according to claim 1, characterised in that the said connection according to an arc of a circumference with a radius R_1 is produced using as the centre the point determined by a height H_1 relative to the base of the inner end groove (26) and by a distance D_1 relative to the axis of the seat (20), and in that the said connection according to an arc of a circumference with a radius R_2 is produced using as the centre the point determined by a height H_2 relative to the base of the inner end groove (26) and by a distance D_2 relative to the axis of the seat (20), wherein the said centres are consequently determined on the basis of the general dimensions of the depth of the seat (20).

4.Connection according to claim 1, characterised in that an angle with a groove α_p , which is equal to the angle α_2 subtracted from the angle α_1 , is between 46° and 58° , including extreme values.

5.Connection according to claim 1, characterised in that the said seat (20) has eight grooves (24) which are symmetrical in pairs, and an inner end groove (26).

6.Connection according to claim 1, characterised in that the said seat (20) has ten grooves (24) which are symmetrical in pairs, and an inner end groove (26).

7.Improved connection of blades on a rotor disc of a gas turbine, substantially as described and illustrated and for the purposes specified.

3. Detailed Description of Invention

FIELD OF THE INVENTION

The present invention relates to an improved connection of blades on a rotor disc of a gas turbine.

BACKGROUND OF THE INVENTION

As is known, gas turbines are machines which consist of a compressor and a turbine with one or more stages, wherein these components are connected to each other by a rotary shaft and wherein a combustion chamber is provided between the compressor and the turbine.

The gas output from the combustion chamber, which has a high temperature and a high pressure, reaches through corresponding pipes the different stages of the turbine, which transforms the enthalpy of the gas into mechanical energy available to a user.

In turbines with two stages the gas is processed in the first stage of the turbine in temperature and pressure conditions which are very high and undergoes a first expansion there.

Then, in the second stage of the turbine it undergoes a second expansion in temperature and pressure conditions which are lower than those used in the preceding stage.

It is also known that in order to obtain the maximum performance from a specific gas turbine it is necessary for the temperature of the gas to be as high as possible.

However, the maximum temperature values which can be obtained in use of the turbine are limited by the resistance of the materials which are used at present.

It is also known that in gas turbines the rotor blades do not form a single body with the rotor disc, but are retained by means of their base extensions in appropriate seats provided on the circumference of the disc.

In particular, the seats used at present have sides with a grooved profile, in which the end portion of the foot or root of the corresponding blade is engaged.

A problem which is particularly significant in the present art is therefore that of guaranteeing an optimal connection of the blades on the rotor disc, in all the conditions of functioning of the machine.

In fact it should be noted that the method of connection of the blades on the rotor disc represents a crucial aspect of the design of any rotor, taking into account the fact that the disc must withstand satisfactorily and reliably the loads generated by the blades without giving rise to breakages or other similar problems.

In fact it is known that during functioning of the machine, the rotor blades are subjected to high stresses both in the radial direction, and to a lesser extent in the axial direction.

The radial stresses are caused by the high speed of rotation of the turbine, whereas the axial stresses are caused by the effect produced by the flow of gas on the profiled surfaces of the blades.

The same flow of gas transmits to the blades the circumferential component of the stress which makes it possible to gather useful power at the drive shaft.

However, the method of connection of the blades must use the smallest possible dimensions, occupying truly limited spaces, such as to reduce the assembly constituted by the rotor disc and blades to the smallest possible dimensions.

Furthermore, nowadays, the trend is to obtain gas turbines with increasingly high performance levels.

This involves the fact of having to increase both the speed of rotation and the combustion temperature. There is consequently also an increase in the temperature of the gases which expand in the stages of the turbine against the blades.

In fact this gives rise to an increase in the stresses on the connection between the blades and rotor discs of the turbine, with increasingly great difficulty in guaranteeing an adequate service life of the blades and rotor discs.

At present the connection most widely used is that which is commonly known as the "pine tree" type.

It consists of shaping the root or foot of the blade such that its cross-section assumes a characteristic shape which is reminiscent of an overturned pine tree.

In this particular form the sides of the root have a grooved profile such as to form a series of teeth with a rounded profile; otherwise, in its lower end the root is formed by the connection of the two lower teeth of the two sides.

These roots are connected to seats or coupling slots complementary to them which are provided on the circumference of the rotor disc, such that grooves in the sides of the seat correspond to the teeth of the root and a groove at the base of the seat corresponds to the lower end of the root.

In conventional embodiments, these seats for the roots of the blades extend in a direction which is substantially parallel to the axis of the rotor disc.

On the other hand in different embodiments, the seats for the roots extend substantially in a direction which is inclined relative to the axis of the disc itself.

This type of connection has areas of particular concentration of stress which can be determined more specifically as being at the bottom of the groove, on the base of the seat, and on the base of the grooves of each tooth, which constitutes the actual connection profile.

The main object of the present invention is thus to eliminate the above-described disadvantages and in particular to provide an improved connection for blades on a rotor disc of a gas turbine which makes it possible to reduce the concentrations of stress, thus making it possible to increase the speed of rotation of the machines or to increase the temperature of the fluid, or an appropriate combination of these factors.

Another object of the present invention is to provide an improved connection of blades on a rotor disc of a gas turbine, which permits easy assembly and dismantling, according to requirements, of the blades of the different stages of the turbine.

Another object of the present invention is to provide an improved connection of blades on a rotor disc of a gas turbine which is also highly reliable.

A further object of the present invention is to obtain a service life of the components which is far longer than that which can be obtained at present with the connections used.

A further object of the present invention is to provide an improved connection of blades on a rotor disc of a gas turbine which is particularly simple and functional, has relatively low costs, and can be produced by means of conventional processing.

These objects and others according to the present invention are achieved by providing an improved connection of blades on a rotor disc of a gas turbine as described in claim 1.

Further characteristics are indicated in the subsequent claims.

According to the invention it has also been possible to determine that the reduction of the maximum values of the stresses in the areas of concentration of the forces gives rise to a considerable increase in the life of the components.

The characteristics and advantages of an improved connection of blades on a rotor disc of a gas turbine according to the present invention will become more apparent from the following description provided by way of non-limiting example with reference to the attached schematic drawings.

EMBODIMENT

Figure 1 shows a connection according to the known art, between a root or foot 10 of a blade 12 and a seat or end slot 20 of a rotor disc 22 of a gas turbine.

The root or foot 10 of the blade 12 has a characteristic shape, substantially of an overturned isosceles triangle, with the two sides which converge at the base. This shape is symmetrical relative to the axis Y of the root 10.

The two sides or flanks have a grooved profile such as to form a series of teeth 14 with a rounded profile.

In the example shown in figure 1, three teeth 14 are provided for each side of the root 10.

A lower end 16 of the root 10 is formed by the connection of the two lower teeth 14 of the two sides of the root 10 itself.

These roots 10 are connected to the seats or coupling slots 20 complementary to them which are provided on a circumference of the rotor disc 22, such that grooves 24 on the sides of the seat 20 correspond to the teeth 14 of the root 10, and an inner end groove 26 at the base of the seat 20 corresponds to the lower end 16 of the root 10.

Figures 2(A) and 2(B) show respectively partial profiles of the root 10 and of the seat 20 complementary to it, of a connection according to the present invention.

In the example shown the root 10 has four teeth 14 for each side.

A further tooth 14 which is present at a lower end of the side of the root 10 is connected by means of a connection to the similar tooth 14 which is present on the other side in order to form the lower end 16 of the root 10.

Correspondingly the seat 20 has four grooves 24 for each side.

A further groove 24 which is present at a lower end of the side of the seat 20 is connected by means of a connection to the similar groove 24 which is present on the other side in order to form the inner end groove 26 of the seat 20.

Figure 2(B) shows the geometric variables which characterise the profile of the seat 20, and consequently also the root 10, which is complementary to the seat 20 itself.

The series of grooves 24 extends along a line X which is inclined relative to the axis Y of the seat 20 by an angle β_1 .

Consequently the side of the seat 20 also extends according to this inclination.

The four grooves 24 have straight sides with inclinations of angles α_1 and α_2 relative to the axis Y of the seat 20, wherein α_1 is the angle of the side facing the exterior of the rotor disc 22.

The two sides of the groove 24 thus form a groove angle α_3 which is equal to α_2 subtracted from α_1 .

The groove 24 is connected at its base according to an arc of a circumference with a radius R_4 .

In addition, between the four grooves 24 and between the lower groove 24 and the inner end groove 26, there are four connections according to an arc of a circumference with a radius R_4 .

The side with the angle α_1 of the upper groove 24 is connected towards the exterior of the rotor disc 22 according to an arc of a circumference with a radius R_3 .

The inner end groove 26 is in the shape of an overturned omega, with the two symmetrical upper sides disposed according to angles α_1 relative to the axis Y of the seat 20.

These sides are connected to one another according to four arcs of four circumferences which are symmetrical relative to one another, in pairs.

More specifically, their upper side is connected initially according to an arc of a circumference with a radius R_1 and a centre determined by a height H_1 relative to the base of the inner end groove 26 and by a distance D_1 relative to the axis Y of the seat 20.

This arc of a circumference is followed by an arc of a circumference with a radius R_2 and a centre determined by a height H_2 relative to the base of the inner end groove 26 and by a distance D_2 relative to the axis Y of the seat 20.

Complementarily, as can be seen in figure 2(A), the tooth 14 of the root 10 also has straight sides with inclinations relative to the axis Y of the root 10 with the same angles α_1 and α_2 , wherein α_1 is the angle of the side which faces the blade 12.

The two sides of the tooth 14 thus form a tothing angle α_d which is equal to α_2 subtracted from α_1 , and is thus equal to the groove angle α_g .

The tooth 14 is connected according to an arc of a circumference with a radius R_4 .

In addition, between the four teeth 14 and between the lower tooth 14 and the lower end 16 of the root, there exist four connections according to an arc of a circumference with a radius R_4 .

The side with the angle α_1 of the upper tooth 14 is connected to the blade 12 according to an arc of a circumference with a radius R_3 .

The lower end 16 is in the shape of an overturned omega, with the two symmetrical upper sides disposed according to second angles α_1 relative to the axis Y of the root 10.

These sides are connected to one another according to four arcs of four circumferences which are symmetrical relative to one another, in pairs.

More specifically, their upper side is connected initially according to an arc of a circumference with a radius R_1 and a centre determined by a height H_1 relative to the lower end 16 of the root 10 and by a distance D_1 relative to the axis Y of the root 10 itself.

This arc of a circumference is followed by an arc of a circumference with a radius R_2 and a centre determined by a height H_2 relative to the lower end 16 of the root 10 and by a distance D_2 relative to the axis Y of the root 10 itself.

To summarise, the eight teeth 14 of the two sides of the root 10 and the lower end 16 of the root 10 itself are inserted respectively in the eight grooves 24 in the two sides of the seat 20 and the inner end groove 26 of the seat 20 itself.

In addition, the two connections with a radius R_3 of the root 10 and of the seat 20 are also made to fit together simultaneously with the insertion of the root 10 in the seat 20, which is carried out by making the root 10 slide along an axial direction into the corresponding seat 20.

By means of its application with analysis of the stresses, the present invention has made it possible to reduce the concentrations of stress and to indicate a suitable geometry for the profiles of contact between the roots 10 of the blades 12 and seats 20 of the rotor disc 22.

The ratios between the radii R_1 , R_2 , R_3 and R_4 , the heights H_1 and H_2 , the distances D_1 and D_2 and the angles α_1 , α_2 and β_1 must be considered fundamental.

In fact these ratios determine the form of the teeth 14, as well as of the lower end 16 of the root 10, which lead to the improved connection according to the present invention.

Taking as a reference the radius R_4 , it has been determined according to the present invention that the connection is optimised if the following ratios exist:

the ratio between R_3 and R_4 is between 1.8 and 2.2, including extreme values;

the ratio between R_1 and R_4 is between 1.8 and 2.2, including extreme values;

the ratio between R_2 and R_4 is between 5.5 and 6, including extreme values.

Simultaneously, the following ratios must exist for the angles:

the angle α_1 is between 42° and 48° , including extreme values;

the angle α_2 is between 94° and 100° , including extreme values;

the angle β_1 is between 17° and 23° , including extreme values.

With these ratios, the groove angle α_g , which is equal to the tooth angle α_d is between 46° and 58°, including extreme values.

The heights H_1 and H_2 and the distances D_1 and D_2 are determined as a direct consequence of the general dimensions of the root 10, i.e. substantially after having determined the height of the root 10.

According to the present invention it is thus found that the best results are obtained by using roots 10 with four teeth 14, according to the embodiment shown in figures 2(A) and 2(B), or roots 10 with five teeth 14.

The description provided makes apparent the characteristics of the improved connection according to the present invention for blades on a rotor disc of a gas turbine, as well as its advantages, which it should be noted include:

- increase in the service life of the components;
- increase in the speed of rotation of the machines, or increase in the temperature of the fluid, or an appropriate combination of the two aspects; and
- costs which are low compared with the known art, since the profiles can always be obtained by broaching, as is already the case for the connections according to the known art.

Finally it is apparent that many modifications and variations, all of which come within the scope of the invention, can be made to the improved connection thus designed for blades on a rotor disc of a gas turbine; in addition all the details can be replaced by elements which are technically equivalent.

In practice any materials, forms and dimensions can be used, according to the technical requirements.

The scope of protection of the invention is thus delimited by the attached claims.

The reference numbers depicted in claims are intended not to narrow the scope of the inventions but to understand them easily.

4. Brief Description of Drawings

figure 1 is a cross-section which shows a connection between a root of a blade and a seat or end slot of a rotor disc of the "pine tree" type according to the known art;

figure 2(A) is a cross-section which shows the partial profile of a root of a blade, produced according to the description of the present invention; and figure 2(B) is a cross-section which shows the partial profile of a seat or end slot of a rotor disc, in which the root of the blade in figure 2 (A) is inserted.

FIG. 1

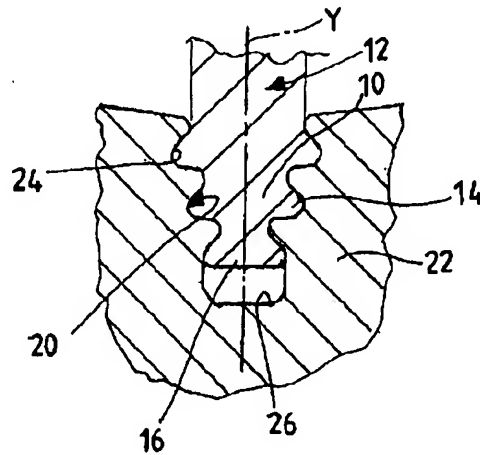
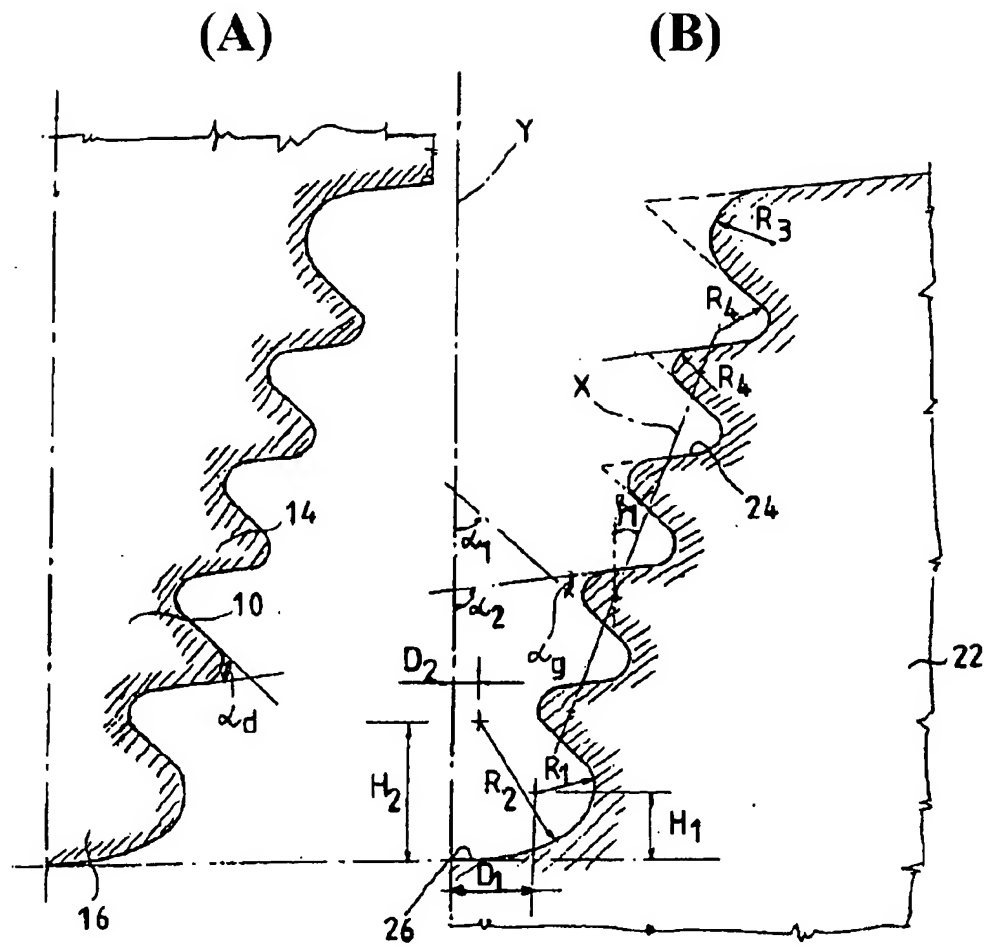


FIG. 2



1. Abstract

An improved connection of blades (12) on a rotor disc (22) of a gas turbine, of the type in which a root (10) of each blade (12) is inserted in a seat (20) of the disc (22) which is complementary to the blade, wherein the root (10) is in the shape of an overturned isosceles triangle, with the two sides which converge at the base each having a grooved profile such as to form a series of teeth (14) and with a lower end (16) of the root (10) which is formed by the joined connection of the two lower teeth (14) of the two sides of the root (10), the teeth (14) of the root (10) corresponding to grooves (24) in the seat (20) and the lower end (16) of the root (10) corresponding to an end groove (26) in the seat (20). This series of grooves (24) extends along a line which is inclined relative to the axis of the seat (20) by an angle β , of between 17° and 23° , and the grooves (24) have straight sides with inclinations relative to the axis of the seat (20) of angles α_1 and α_2 , wherein α_1 is between 42° and 48° whereas α_2 is between 94° and 100° .

2. Representative Drawing: Figure 1